

Alfred CARBOGNO

Instytut Mechanizacji Górnictwa
Politechniki Śląskiej, Gliwice

Valerij ROPAJ

Dnieprodzierżyński Instytut Przemysłowy
Dnieprodzierżyńsk, ZSRR

DOPUSZCZALNE DŁUGOŚCI LIN WYRÓWNAWCZYCH OKRĄGLYCH

Streszczenie. Omówiono rodzaje dopuszczalnych długości lin wyrównawczych okrągłych, a mianowicie dopuszczalną długość lin wynikającą z wytrzymałości na zerwanie przy spełnieniu wymaganego przesłepisły górnicze minimalnego współczynnika bezpieczeństwa liny na zerwanie oraz dopuszczalną długość krytyczną liny wynikającą z wielkości momentu skręcającego powstającego w pętli liny i dającego do skręcenia gałęzi liny wyrównawczej w nawrocie. Podano sposób wypro-
wadzenia teoretycznych zależności na obliczenie momentu skręcającego krytycznego oraz długości krytycznych lin normalnych, awaryjnych i dynamicznych. Przeprowadzono analizę tych długości, dla lin wyrównawczych okrągłych stosowanych w kraju konstrukcji nieodkrętnych dwuwarstwowych typu GIG i trzywarstwowych konstrukcji $33x7+A_0$. Analiza długości krytycznych lin wykazała, że zależą one zarówno od parametrów liny, takich jak sztywność liny na zginanie, ciężar jednostkowy liny, współczynnik odkrętności liny oraz od parametrów zawieszania w postaci współczynnika oporów ruchu w łożysku tocznym zawieszania, średnicy łożyska i od dynamiki urządzenia wyciągowego wyrażonej przez opóźnienie hamowania maszyny wyciągowej. W pracy podano konkretne zakresy dopuszczalnych długości lin wyrównawczych stosowanych w kraju.

1. WSTĘP

W górnictwie krajowym do niedawna jako podstawowe liny wyrównawcze stosowane były płaskie liny stalowe sztywne oraz liny wyrównawcze okrągłe dwuwarstwowe typu GIG [4,5]. Oprócz powyższych konstrukcji stosowane są również liny wyrównawcze płaskie stalowe nitowane i płaskie stalowo-gumowe [3,6]. Z powodu pewnych wad lin wyrównawczych płaskich sztywnych, duże znaczenie przypisuje się konstrukcjom lin wyrównawczych okrągłych. Dotychczasowa jednak eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych typu GIG wykazała pewne ich mankamenty oprócz niesprzeznaczalnych szlot [5], dlatego zaczęto poszukiwać nowych konstrukcji lin. W kraju jest to konstrukcja $33x7+A_0$ zastosowana do tej pory w około 12 urządzeniach wyciągowych.

W dotychczas obowiązującej w kraju metodzie projektowania urządzeń wyciągowych z kołem pędnym lub bębnowych liny wyrównawcze niezależnie od rodzaju konstrukcji (płaskie, okrągłe) dobiera się tylko z uwagi na osiągnięcie statycznego zrównoważenia sił działających na wał maszyny wyciągowej. Jest to więc dobór liny pod względem zrównoważenia mas jednostkowych nośnych i wyrównawczych lin wyciągowych. W tym przypadku dopuszczalna długość liny wynika z jej masy własnej, przy spełnieniu wymaganego przez przepisy górnicze współczynnika bezpieczeństwa na zerwanie. Wynikającą z tego maksymalną długość liny można nazwać dopuszczalną długością wytrzymałościową. W przypadku lin wyrównawczych okrągłych należy wprowadzić dodatkowe pojęcie dopuszczalnej długości krytycznej, wynikającej z wielkości krytycznego momentu skręcającego (zginającego) powstającego w pętli liny. Moment ten dąży do spłcenia gałęzi liny, przez co może wystąpić awaria w pracy urządzenia wyciągowego. Z powyższego wynika, że dobór lin wyrównawczych okrągłych do urządzeń wyciągowych oprócz wielu innych aspektów należy przeprowadzać z uwzględnieniem:

- dopuszczalnej długości wytrzymałościowej liny wyrównawczej,
- dopuszczalnej długości krytycznej liny wyrównawczej.

2. DOPUSZCZALNA DŁUGOŚĆ WYTRZYMAŁOŚCIOWA LINY

Możemy rozróżnić dwa rodzaje dopuszczalnej długości wytrzymałościowej liny:

- dopuszczalna statyczna długość wytrzymałościowa liny,
- dopuszczalna zmęzeniowa długość wytrzymałościowa liny.

Dopuszczalna statyczna długość wytrzymałościowa określona jest przez minimalny statyczny współczynnik bezpieczeństwa liny na zerwanie n_s wymagany przez przepisy górnicze. W kraju zgodnie z przepisami górnictwa przy doborze liny wyrównawczej do urządzenia wyciągowego wymagane jest spełnienie statycznego współczynnika bezpieczeństwa n_s liny przed zerwaniem. Przez współczynnik n_s rozumie się stosunek rzeczywistej siły zrywającej linę w całości P_0 do maksymalnego obciążenia statycznego liny w jej najbardziej niebezpiecznym przekroju, zgodnie z przepisami $n_s \geq 6$. Przy braku danych o rzeczywistej sile zrywającej linę w całości do obliczeń można przyjmować wyznaczoną siłę zrywającą linę P_w (suma rzeczywistych sił zrywających poszczególne druty nośne liny, która powinna być podana w świadectwie liny) pomnożoną przez sprawność wytrzymałościową liny.

W kraju przez sprawność wytrzymałościową liny rozumie się stosunek rzeczywistej siły zrywającej linę w całości do wyznaczonej siły zrywającej $\eta = P_0/P_w$, gdzie zgodnie z zaleceniami $1,1 P_0 > P_w \geq P_0$. Z uwagi na brak danych, co do wartości siły P_w dla całego typszeregu krajowych

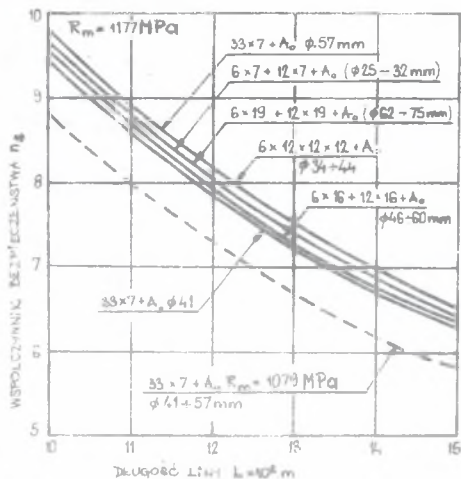
lin wyrównawczych okrągłych dwu- i trzywarstwowych (w praktyce stosowane są niektóre średnice lin) do analizy statycznego współczynnika bezpieczeństwa liny n_s przyjęte minimalną dopuszczalną wartość siły P_w , która jest równa sile obciążeniowej P_o podanej w normach. Przy tym przyjęciu $P_o = \eta \cdot P_w$. Statyczny współczynnik bezpieczeństwa liny wyrównawczej określa więc zależność:

$$n_s = \frac{P_o}{q \cdot L} = \frac{\eta \cdot P_w}{q \cdot L} = \frac{\eta \cdot R_m \cdot F_m}{q \cdot L} \dots \dots \dots (1)$$

gdzie:

- R_m - wytrzymałość na zrywanie drutów liny,
- F_m - poprzeczny przekrój metaliczny drutów liny,
- q - ciężar jednostkowy liny,
- L - maksymalna długość zwisającej gałęzi liny,
- $\eta = 0,75$ - minimalny współczynnik sprawności wytrzymałościowej liny okrągłej o dwu lub trzech warstwach splotów wg przepisów górniczych.

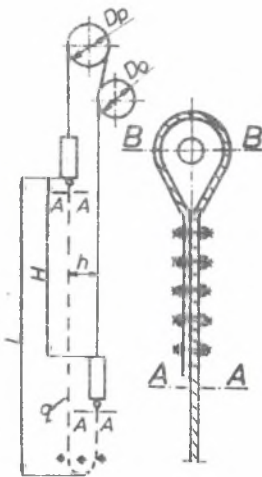
Z przeprowadzonych badań wytrzymałościowych lin wyrównawczych okrągłych na zrywanie [4] wynika, że sprawność wytrzymałościowa tych lin wynosi $\eta = 0,8 - 0,9$, a więc jest większa od wartości minimalnej wymaganej przez przepisy górnicze $\eta = 0,75$.



Rys. 1. Statyczny współczynnik bezpieczeństwa n_s lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG $\phi 25 \div 75$ mm oraz trzywarstwowych $33 \times 7 + A_0$ $\phi 41 \div 57$ mm wykonanych z drutów o $R_m = 1177$ N/mm². Linia przerywana - przykład dla lin $33 \times 7 + A_0$ o $R_m = 1079$ N/mm²

Fig. 1. Static safety factor n_s two layer round balance ropes typ GIG $\phi 25 \div 75$ mm and three layer ropes $33 \times 7 + A_0$ $\phi 41 \div 57$ mm made of wires of $R_m = 1177$ MPa. Breaking line example for ropes $33 \times 7 + A_0$ of $R_m = 1079$ MPa

Obliczenia n_g według wzoru (1) przedstawiono na rys. 1, z którego wynika, że statyczny współczynnik bezpieczeństwa n_g jest większy od 6 dla lin wyrównawczych okrągłych wykonanych z drutów o $R_m = 1177 \text{ N/mm}^2$ dla długości zwisającej liny do 1500 m, a z drutów o $R_m = 1079 \text{ N/mm}^2$ dla długości do 1400 m. Depuszczalna zmęczeniowa długość wytrzymałościowa liny wyrównawczej wynika z zachowania odpowiedniego współczynnika bezpieczeństwa liny na zmęczenie n_z w przekroju liny przy zawieszaniu rys. 2. Podczas eksploatacji przekroje liny wyrównawczej poddawane są zmiennym obciążeniom statycznym i dynamicznym w zależności od położenia naczyń wyciągowego w szybie i reżimu pracy urządzenia wyciągowego. Ogólnie przy obliczeniach zmęczeniowych elementów maszyn wykorzystuje się wykresy wytrzymałości zmęczeniowej otrzymane doświadczalnie dla materiału, z którego wykonany jest rozpatrywany element. W przypadku lin stalowych obciążenia zmęczeniowe komplikują się z uwagi na złożoną konstrukcję liny, w której splety i druty znajdują się w złożonym stanie naprężeń, teoretycznie niemożliwym do oceny. Oprócz tzw. naprężeń technologicznych (rozciągających, zginających, skręcających) powstałych w drutach liny podczas produkcji, w trakcie eksploatacji powstają w linie naprężenia rozciągające, stykowe, od wtórnego zginania oraz naprężenia spowodowane skręcaniem się drutu w wyniku rozciągania liny i zmieniającego się jej ciężaru własnego. Z tego powodu do obliczeń zmęczeniowych należałoby stosować parametry wytrzymałości zmęczeniowej (krzywe Wöhlera, wykresy Smitha) wyznaczone podczas badań zmęczeniowych lin wyciągowych w całości. Niestety takich badań wymienionych konstrukcji lin wyrównawczych okrągłych jest brak i dlatego w analizie poznaczono pewne założenia pomocnicze przedstawione w pracy [3].



Rys. 2. Schemat urządzenia wyciągowego z liną wyrównawczą

Fig. 2. Scheme of hoisting machine with balance rope

Do określenia zmęczeniowego współczynnika bezpieczeństwa liny n_z można wykorzystać uproszczony wykres zmęczeniowy Soderberga rys. 3 [13], zgodnie z którym:

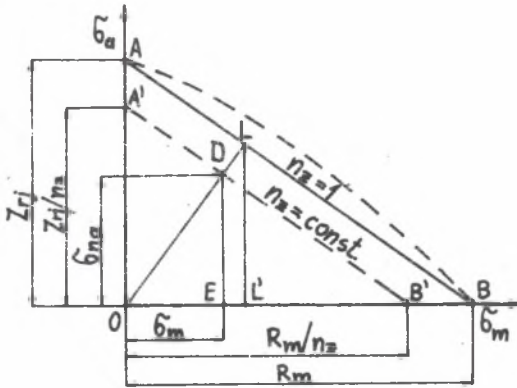
$$n_z = \frac{Z}{\sigma_{na} + Z \cdot \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{Z}{\sigma_{na} + \beta_1 \cdot \sigma_m} \dots \dots (2)$$

gdzie:

$\beta_1 = \frac{Z}{R_m}$ - współczynnik zmęczenia wyznaczony eksperymentalnie,

σ_m, σ_{na} - naprężenie średnie i amplituda cyklu,

Z - wytrzymałość zmęczeniowa liny.



Rys. 3. Uproszczony wykres zmęczenia Soderberga przyjęty do określenia zmęczenia współczynnika bezpieczeństwa liny n_z

Fig. 3. Soderberg's fatigue diagram taken for founding fatigue safety factor of rope n_z

Po wstawieniu do wzoru (2) wyrażenia na σ_{na} i σ_m (oraz zależności $Z = \beta_1 \cdot R_m$), otrzymuje się:

$$n_z = \frac{2 \cdot \beta_1 \cdot R_m}{(1 + \beta_1) \sigma_{max} - (1 - \beta_1) \sigma_{min}} \dots\dots\dots (5)$$

W zależności od typu zmiennych obciążeń zarówno Z jak i β_1 powinno być wyznaczone z badań odpowiadających rodzajowi obciążeń, co oznacza się dodatkowym symbolem, np. zginanie ebustronne Z_{ge} , rozciąganie jednostronne Z_{rj} . Naprężenie maksymalne i minimalne w tym samym niebezpiecznym przekroju liny wyrównawczej obliczyć można z zależności [8]:

$$\sigma_{max}^A = (\alpha_1 + k_d \frac{a}{\sigma}) \frac{Q}{F_m} \dots\dots\dots (4)$$

lub

$$\sigma_{max}^A = (1 \pm \frac{k_d}{\alpha_1} \cdot \frac{a}{\sigma}) \gamma \cdot L \dots\dots\dots (5)$$

gdzie:

- Q - ciężar ładunku użytecznego naczynia, N
- F_m - przekrój metaliczny liny wyrównawczej, cm^2
- $\alpha_1 = \frac{Q \cdot L}{Q} = \frac{F_m \cdot \gamma \cdot L}{Q}$ - stosunek masy liny wyrównawczej do masy ładunku użytecznego naczynia,
- L - długość wiszącej liny wyrównawczej,

- a - przyspieszenie (opóźnienie) wyciągu, m/s^2
 g - przyspieszenie ziemskie, m/s^2
 k_d - współczynnik obciążeń dynamicznych w linie,
 $\frac{k_d}{\alpha_1}$ - zastępczy współczynnik obciążeń dynamicznych w linie,
 q - masa metra liny, kg/m
 γ - gęstość metalu w linie (ciężar objętościowy), kg/m^3
 znak: (+) dla naprężeń maksymalnych, (-) dla minimalnych.

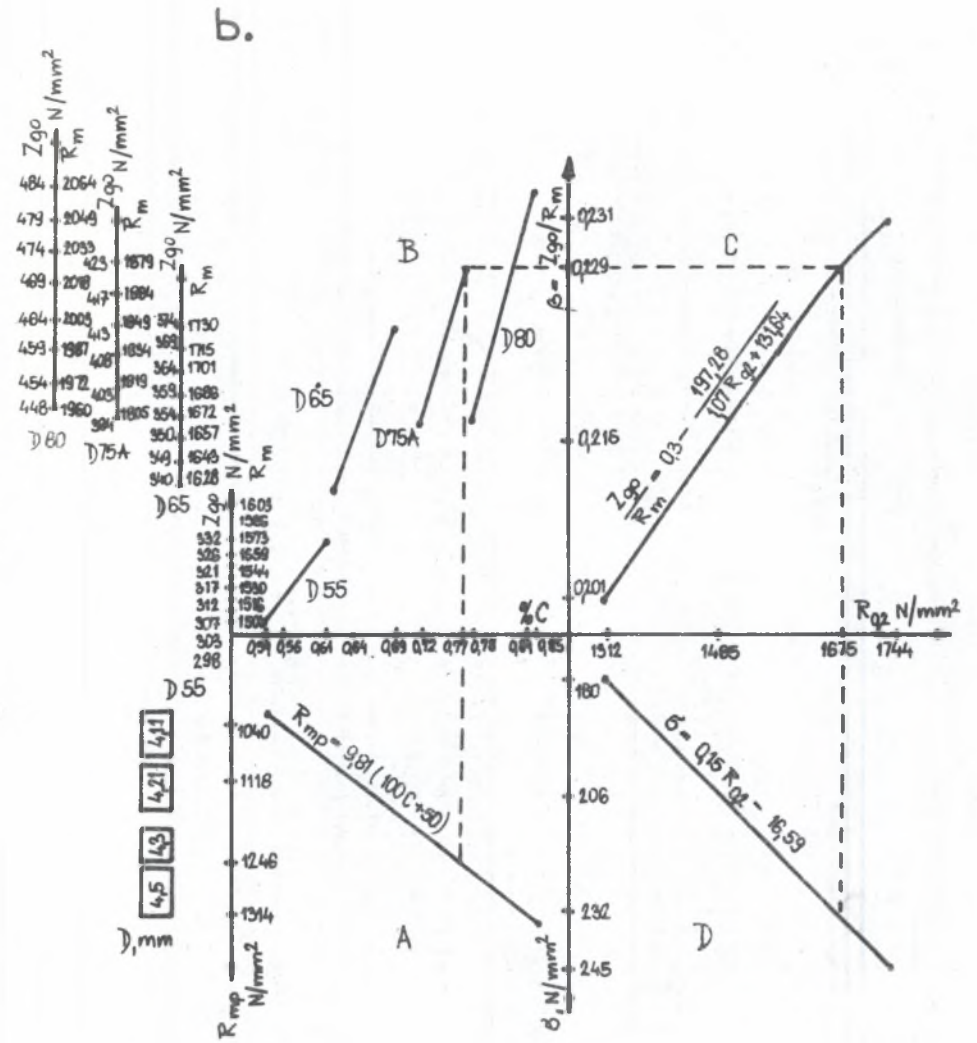
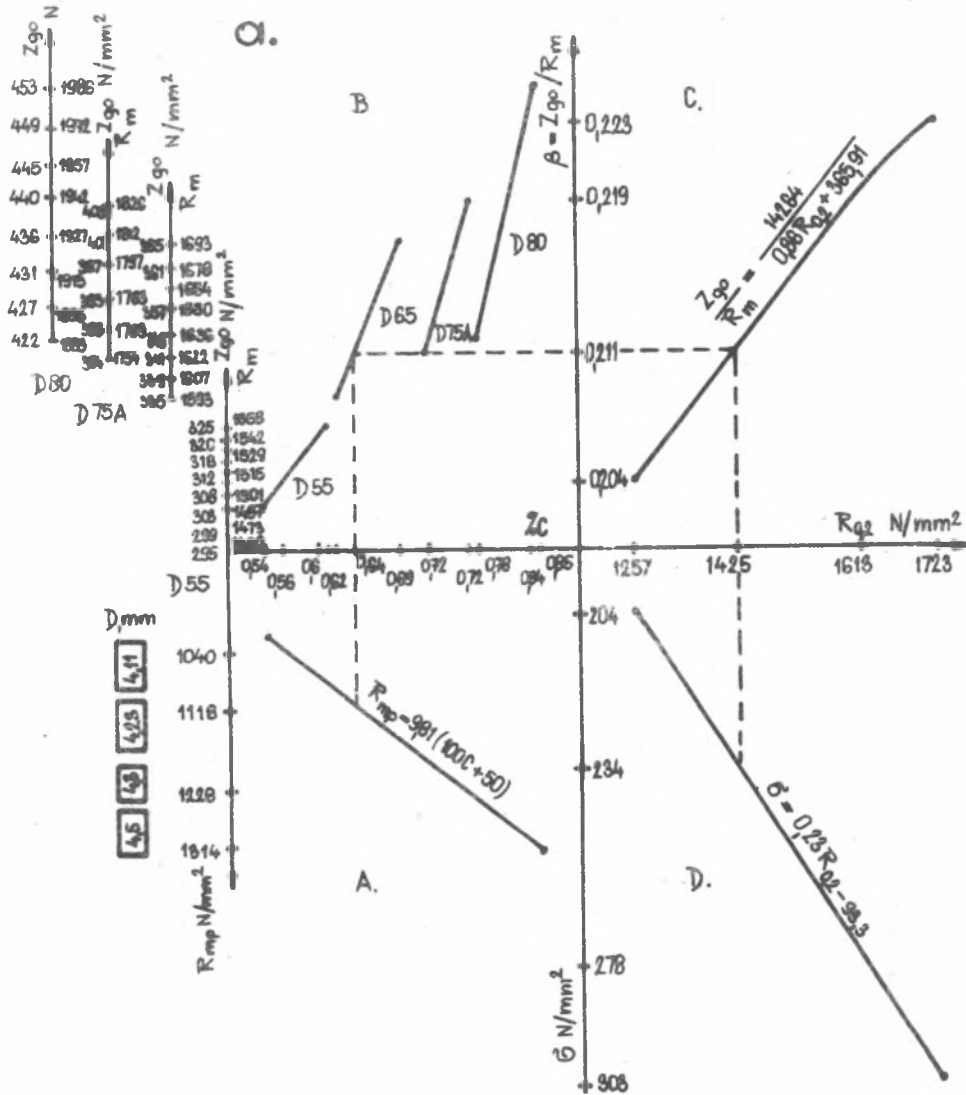
Po wstawieniu wyrażeń (4) lub (5) do wzoru (3) otrzymamy:

$$n_z = \frac{\beta_1 \cdot R_m}{\left(\beta_1 + \frac{k_d}{\alpha_1} \cdot \frac{a}{g}\right) \gamma \cdot L} \quad \dots \quad (6)$$

Ze wzoru (6) wynika, że zmęczeniowy współczynnik bezpieczeństwa liny zależy głównie od współczynnika zmęczenia β_1 , współczynnika obciążeń dynamicznych k_d , wytrzymałości na zerwanie drutu R_m lub liny R_{mL} oraz przyspieszeniu wyciągu (a) i gęstości metalu w linie γ oraz jej długości L . Z badań wynika, że do obliczeń można przyjąć przybliżony wzór na określenie współczynnika dynamicznego $k_d \leq 2 \alpha_1$ [8]. Przy przyjęciu maksymalnej najbardziej niekorzystnej granicznej wartości $k_d = 2 \alpha_1$ i $\alpha_1 = \frac{F \cdot \gamma \cdot L}{Q}$, wzór (6) przyjmie postać:

$$n_z = \frac{\beta_1 \cdot R_m}{\left(\beta_1 + 2 \frac{a}{g}\right) \gamma \cdot L} \quad \dots \quad (7)$$

Współczynnik zmęczenia β_1 wyznaczyć można na podstawie badań zmęczeniowych drutów lin wyciągowych lub lin wyciągowych w całości na obciążenie rozciągające [3,8]. Można również wykorzystać nomogramy rys. 4 podane w pracy [12]. Przykładowo wyniki obliczeń współczynnika n_z według wzoru (7), przy przyjęciu współczynnika β_1 zmęczenia drutu lub $\beta_1 = \beta_L$ zmęczenia liny przedstawiono na rys. 5. Z analizy wykresów na rys. 5 wynika, że przy najniekorzystniejszych parametrach pracy lin i przyjęciu współczynnika zmęczenia $n_z = 2 \div 2,5$ liny wyrównawcze okrągłe mogą być stosowane przy długości do 1200 bądź do 1500 m w zależności od wytrzymałości drutów na zerwanie $R_m = 1177$ czy 1373 MPa. Oczywiście przy większej wytrzymałości drutów, np. $R_m = 1570$ MPa długość ta jeszcze wzrasta.



Rys. 4. Nomogram do określenia:

R_{mp} - wytrzymałości na rozciąganie drutów patentowanych i R_m - drutów gotowych, Z_{go} - wytrzymałości zmęczeniowej, $R_{0,2}$ - umownej granicy plastyczności, σ - naprężen własnych pierwszego rodzaju dla drutów liniarskich ϕ 2,0 mm ciągniętych metodą:

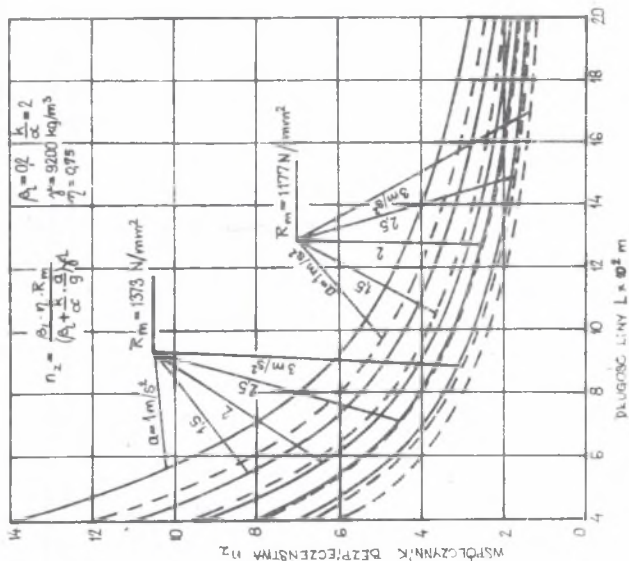
a - klasyczną, b - hydrodynamiczną

Fig. 4. Nomogram founding:

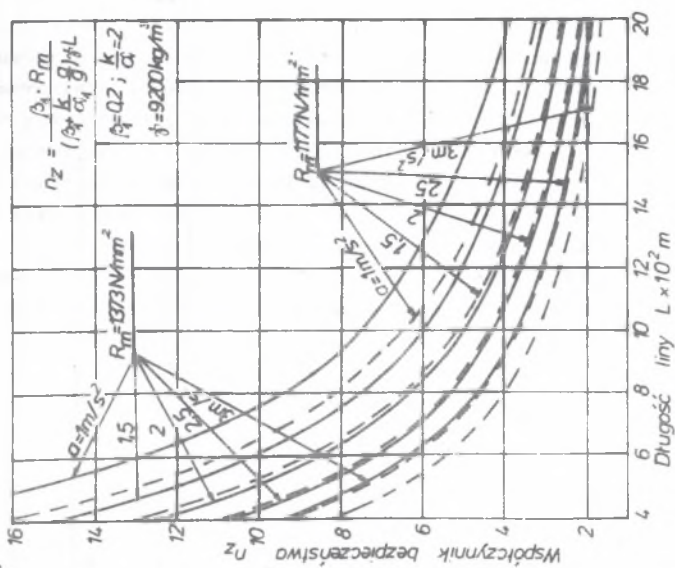
R_{mp} - strength for stretching patent wires and R_m - ready wires, Z_{go} - fatigue strength, $R_{0,2}$ - yeild point, σ - own stress of first kind for line wires ϕ 2,0 mm made by methods:

a - classical, b - hydrodynamical

b.



a.

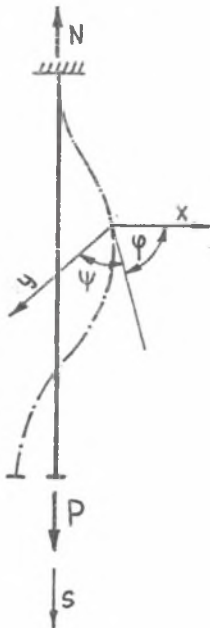


Rys. 5. Zmęczeniaowy współczynnik bezpieczeństwa n_z lin wyrównawczych okrągłych przy przyjęciu: a - współczynnika zmęczenia drutu $\beta_1 / \alpha_1 = 2$, $k_d / \alpha_1 = 0,2$, $k_d / \alpha_1 = 2$, $\gamma = 9200 \text{ kg/m}^3$, b - współczynnika zmęczenia liny $\beta_1 = 0,2$, $\alpha_1 = 2$, $\eta = 0,75$, przyspieszenie $a = 1 \div 3 \text{ m/s}^2$

Fig. 5. Fatigue safety factor n_z balance round ropes in case of: a - wire fatigue factor $\beta_1 = 0,2$, $k_d / \alpha_1 = 2$, $\gamma = 9200 \text{ kg/m}^3$, b - rope fatigue factor $\beta_L = 2,0$, $k_d / \alpha_1 = 2$, $\eta = 0,75$, acceleration $a = 1 \div 3 \text{ m/s}^2$

3. KRYTYCZNY MOMENT SKRĘCAJĄCY LINĘ WYRÓWNAWCZĄ OKRĄGLĄ W NAWROCIE

W celu określenia dopuszczalnej długości liny wyrównawczej okrągłej niezbędne jest również określenie tej długości z uwagi na możliwość utraty stateczności liny i wystąpienia spętnienia liny wyrównawczej w nawrocie spowodowanego momentem skręcającym. Tę wielkość graniczną momentu nazwano krytycznym momentem skręcającym linę w nawrocie M_{kr} . Fakt, że ze wzrostem głębokości szybów, kiedy wzrasta zarówno obciążenie jak i odkształcenie wzdłużne lin, zwisające pionowo gałęzie odohylają się od pionu a w skrajnym przypadku ulegają spętnieniu świadczy o tym że jedną z podstawowych przyczyn tego zjawiska jest występowanie w przekrojach lin dużych momentów skręcających. W pracach [9, 14] wykazano, że przy określonym kierunku momentów przyłożonych do pętli lina w pętli nie przekręca się i pętlę można uznać jako podporę sprężystą na skręcanie.



Wynika z tego, że obrót dolnego przekroju zwisającej gałęzi liny wokół jej osi nie prowadzi do zmniejszenia momentu w przekrojach liny i przy określonych wartościach M_{kr} w prostoliniowo zwisającej gałęzi liny może powstać nowa forma jej równowagi w postaci krzywej przestrzennej. Stateczność prostoliniowego kształtu równowagi liny okrągłej jako pręta rozciąganego i skręcanego z uwzględnieniem masy własnej rozpatrywane w pracy [2]. Analizowano w niej linę sztywno zamocowaną w górnym końcu i dowolnie zamocowaną w dolnym końcu rys. 6. Na linę działają siły: ciężar własny liny q , obciążenie końca liny P i moment skręcający M występujący na końcu liny. Równanie różniczkowe zginania liny w dwu wzajemnie prostopadłych płaszczyznach ma postać [2]:

$$\begin{aligned} D\varphi'' - M\psi'' - (N - qS)\varphi &= Q_{0x} \\ D\psi'' + M\varphi'' - (N - qS)\psi &= Q_{0y} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (8)$$

Rys. 6. Schemat do obliczeń momentu krytycznego przyjęty przez Bilevića A.F [2]
Fig. 6. Scheme of critical moment calculation taken by Bilević A.F [2]

gdzie:

- $D = EJ$ - sztywność liny na zginanie,
- φ, ψ - kąty obrotu przekroju liny odpowiednio w osi x i y ,
- N - reakcja w górnej podporze, $N = P + qL$,

Q_{ox} , Q_{oy} - siły poprzeczne w kierunku osi x i y , określone jak dla prostego zginanego pręta,
 s - bieżąca współrzędna przekroju.

Tek rozwiązania układu równań (8) podano w pracy [2]. Ostatecznie otrzymano zależność:

$$\left(\frac{M^2}{4D} - \frac{P}{B}\right) \sqrt[3]{\frac{4}{9} \frac{D^2}{q}} = 1,78 \quad (9)$$

oraz

$$l \geq 4,7 \sqrt[3]{\frac{9}{4} \frac{D}{q}} \quad (10)$$

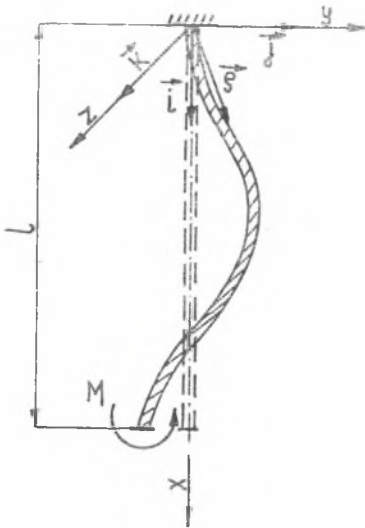
Ze wzoru (10) wynika, że dla lin nośnych $l > 3 - 4$ m, co zawsze występuje w praktyce.

Z równania (9) można znaleźć krytyczną wartość momentu skręcającego lub krytyczne obciążenie końca liny. Dla urządzeń wyciągowych bez kół napinających liny wyrównawcze w rzępiu, czyli dla $P=0$ otrzymano:

$$M_{kr} = 3,06 \sqrt[3]{q D^2} \quad (11)$$

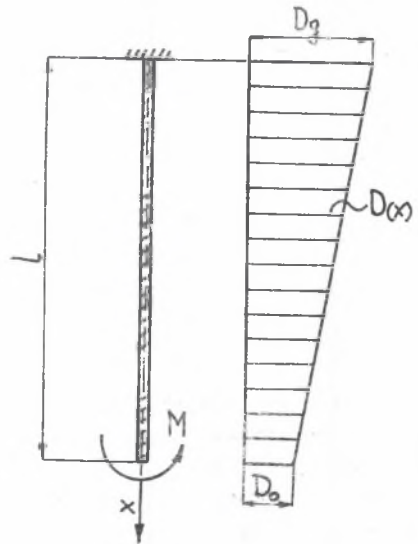
Należy zaznaczyć, że wielkość krytycznego momentu skręcającego linę w rzępiu nie zależy od długości liny lecz od jej sztywności na zginanie D i ciężaru jednostkowego liny q . W powyższych rozważaniach przyjęto, że sztywność liny na zginanie D jest stała. W rzeczywistości jednak sztywność liny na zginanie nie jest stała, a jej zmiana wzdłuż długości liny obciążonej ciężarem własnym jest liniowa. Ocenmy wpływ zmiany sztywności zginania liny wzdłuż jej długości na wielkość momentów krytycznych przez wykorzystanie teorii małych drgań poprzecznych liny traktowanej jako wałki pręt o stałym skręceniu i zmiennej wzdłuż długości sztywności zginania $D(x)$ oraz momentu skręcającego $M_s(x)$. Lina (rys. 7) obciążona wzdłuż osi x podczas drgań wychylana jest poprzecznie wzdłuż osi y i z . Przemieszczenie wzdłuż osi x tzn. drgania wzdłużne liny pomijamy. Równania różniczkowe zginania liny w dwu płaszczyznach wzajemnie prostopadłych mają postać [14]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[D(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right] - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[M_s(x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[q(1-x) \frac{\partial z}{\partial x} \right] &= -\frac{q}{E} \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[D(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[M_s(x) \frac{\partial z}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[q(1-x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] &= -\frac{q}{E} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} M_s(x) &= \frac{q}{E} \left(\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \frac{\partial z}{\partial x} - \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \frac{\partial y}{\partial x} \right) \end{aligned} \right\} \quad (12)$$



Rys. 7. Schemat przyjęty do wyprowadzenia równań różniczkowych małych drgań poprzecznych liny wyrównawczej

Fig. 7. Scheme taken for derivation of differential equation for small transverse vibrations in balance rope



Rys. 8. Wykres zmiany sztywności liny wyrównawczej wzdłuż jej długości

Fig. 8. Diagram of stiffness changes for balance rope toward her length

Związek pierwszych dwu równań poprzez moment skręcający $M_s(x)$ świadczy o tym, że w linie zawsze wzbudzone są przestrzenne drgania poprzeczne. Do badań stateczności formy równowagi układów prętowych stosuje się metody statyczne i dynamiczne. W przypadku zastosowania metody statycznej równania różniczkowe zginania liny w dwu wzajemnie prostopadłych płaszczyznach z uwzględnieniem zmiany sztywności zginania liny i momentu skręcającego wzdłuż jej długości otrzymuje się z układu równań (12) po pominięciu składników uwzględniających bezwładności liny:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[D(x) \frac{\partial^2 z}{\partial x^2} \right] - \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[M_s(x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[q(1-x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] &= 0 \\ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[D(x) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[M_s(x) \frac{\partial z}{\partial x} \right] - \frac{\partial}{\partial x} \left[q(1-x) \frac{\partial y}{\partial x} \right] &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Rozwiązanie układu równań (13) jest kłopotliwe dlatego do badań stateczności liny wykorzystane przybliżone energetyczne metody Lagrange'a. Dokładność tych metod zostanie oceniona przez porównanie wyników rozwiązań dla przypadku stałej sztywności liny na zginanie z wynikami dokładnego rozwiązania, które określa wzór (11).

Zmienną sztywność zginania liny $D(x)$ i momentów skręcających $M(x)$ wzdłuż jej długości (rys.8) określają zależności:

$$D(x) = D_0 [1 + \alpha(1-x)] , \quad (14)$$

$$M(x) = M_0 - \beta(1-x) \quad (15)$$

gdzie:

$D_0 = EJ$ - sztywność zginania liny nierozciąganej w dolnym jej przekroju, określana jako suma sztywności drutów liny na zginanie,

M_0 - moment skręcający w dolnym przekroju liny, którego wielkość krytyczną poszukujemy,

$\alpha = \frac{D_g - D_0}{D_0} - 1$ - współczynnik proporcjonalności, zmienia się on w zakresie $(1,0 - 0,1) m^{-1}$,

$\beta = \frac{M_0 - M_g}{l}$, N-współczynnik charakteryzujący intensywność zewnętrznie rozłożonego na linie obciążenia skręcającego, indeks g, o - przekrój górny i dolny.

W efekcie rozważań teoretycznych przeprowadzonych w pracach [9,14] otrzymano zależność na określenie teoretycznego momentu skręcającego krytycznego M_{okr} w pierwszym przybliżeniu:

$$M_{okr} = \sqrt{\frac{4 \pi^2 D_0^2}{l^2} + 2,38 D_0 q l + 0,0191 q^2 l^4} \quad (16)$$

Minimalną wartość krytycznego momentu skręcającego otrzymuje się przy

$$l = l_1 = 2,72 \sqrt[3]{\frac{D_0}{q}} \quad (17)$$

Jest to długość dolnej nieobciążonej części zwisającej gałęzi liny, na której wystąpi zginanie początkowo prostej osi liny (rys.9) z ohwilą gdy moment skręcający osiągnie wielkość:

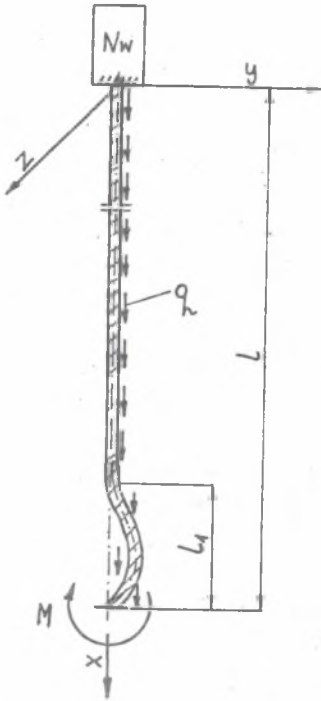
$$M_{o.kr.min}^I = 3,59 \sqrt[3]{q D_0^2} \quad (18)$$

Dla drugiego przybliżenia rozwiązania otrzymano:

$$M_{o.kr} = \sqrt{10 \left(\frac{\pi D_0}{l} \right)^2 + 3,18 q D_0 l + 0,0306 q^2 l^4} - \\ - \sqrt{36 \left(\frac{\pi D_0}{l} \right)^4 + 96 \frac{q D_0}{l} + 4(q D_0 l)^2} + \\ + 0,108 D_0 q^3 l^5 + 0,00081 q^4 l^8$$

oraz $l_1 = 4 \sqrt[3]{\frac{D_0}{q}} \quad (19)$

$$M_{o,kr.min}^{II} = 3,24 \sqrt[3]{q D_o^2} \quad (20)$$



Rys. 9. Schemat zginania liny wyrównawczej w pętli
Fig. 9. Scheme of balance rope breaking in loop

Otrzymana zależność (20) jest podobna do wzoru (11). Obliczone wartości momentów skręcających krytycznych według wzoru (11) i (20) różnią się pomiędzy sobą o 5,8%, co świadczy o wystarczającej dokładności rozwiązania przy drugim przybliżeniu. Przeprowadzona analiza wpływu sztywności zginania i momentu skręcającego liny na wielkość momentu krytycznego (rys. 10) wykazała, że ze wzrostem kolejnego przybliżenia rozwiązania (cyfry rzymskie na rys. 10 oznaczają numer rozwiązania przybliżonego) zależność $M_{o,kr}$ od długości liny maleje i w efekcie wyniki rozwiązania przybliżonego są zgodne z obliczeniami według dokładnej metody określonej według wzoru (11), co zaznaczono linią ciągłą na rys. 10.

Z przeprowadzonych rozważań wynika, że wielkość krytycznego momentu skręcającego pionowo zwisającą gałąź liny zależy od wielkości sztywności liny na zginanie i ciężaru jednostkowego liny i obliczać ją można do celów praktycznych ze wzoru (11) lub (20).

W stanie statycznym podczas normalnej pracy obrotowych zawieszek lin wyrównawczych okrągłych momenty krytyczne w przekrojach lin osiągają wielkości niebezpieczne,

przy których może wystąpić spętnienie lin w rzepiu przy długościach zwisających gałęzi lin powyżej 2000 m. Do określenia granicznych długości lin wyrównawczych okrągłych również należy uwzględnić dynamiczne procesy zachodzące w linie podczas cyklu pracy urządzenia wyciągowego. Dokładne zależności na określenie dynamicznego momentu skręcającego występującego w przekrojach liny wyrównawczej podano w pracy [10]. Stosowanie tych wzorów do celów praktycznych jest kłopotliwe. Przy uproszczonym rozwiązaniu zależność na dynamiczny moment skręcający linę w dolnym jej przekroju ma postać:

$$M_{d,max}^d = 32bkgnl^2 \cdot \frac{\frac{\pi}{4 \lambda_2^2 - \pi^2} \left[\frac{\pi}{2} \sin \lambda_2 - \lambda_2 \right] + \frac{\sin \lambda_2}{2}}{\pi^2 \lambda_2 \varepsilon \frac{m_1}{2} \left[1 - \frac{\sin 2 \lambda_2}{2 \lambda_2} \right] + I_z \sin^2 \lambda_2} \quad (21)$$

gdzie:

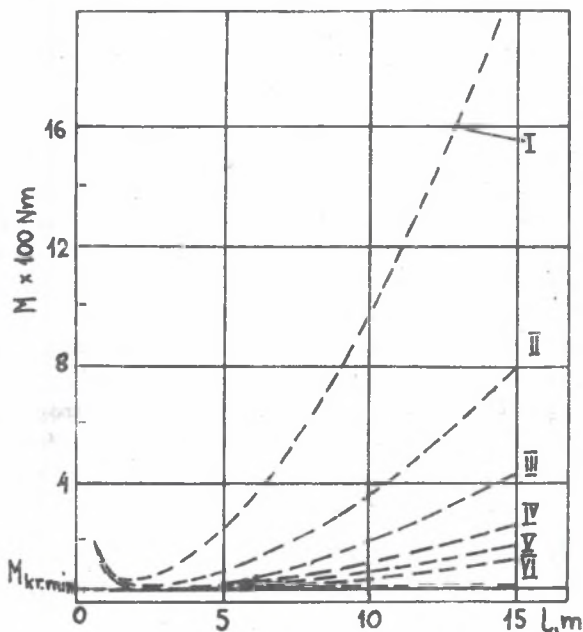
- b - opóźnienie hamowania maszyny wyciągowej (górnego przekroju liny),
- k - współczynnik odkrętności liny,
- l - długość gałęzi liny,
- m - kinetyczny moment bezwładności jednostkowej długości liny,
- q - ciężar jednostkowy liny,
- g - przyspieszenie ziemskie,
- λ_2 - parametr zależący od współczynników sztywności liny A, B, C według teorii M.F. Gluško [11],
- I_x - moment bezwładności zawiesia obrotowego.

Przy dużych wartościach I_x parametr $\lambda_2 \rightarrow \pi$ i wzór (21) przyjmuje postać:

$$M_{d,max}^d = \frac{64}{3\pi^3} \frac{b}{g} k q l = 0,688 \frac{b}{g} k q l \quad (22)$$

przy $I_x \rightarrow 0$, $\lambda_2 \rightarrow \frac{3}{2}\pi$

$$M_{d,max}^d = \frac{32}{1,101\pi^3} \frac{b}{g} k q l = 0,934 \frac{b}{g} k q l \quad (23)$$



Rys. 10. Wyniki obliczeń wielkości momentu krytycznego M_{kr} dla liny $\phi 28,5$ mm konstrukcji WS 6x36+A₀. Cyfry I-VI kolejne przybliżone rozwiązania $\alpha = 0$, $\beta = 0$

Fig. 10. Result of critical moment size calculation M_{kr} for rope $\phi 28,5$ mm construction WS 6x36+A₀. Digits I-VI next approximate solution, $\alpha = 0$, $\beta = 0$

Ze wzorów (22) i (23) wynika, że dynamiczny moment skręcający występujący w dolnym przekroju gałęzi liny zależy od jej długości l , ciężaru jednostkowego q , współczynnika odkrętności liny k i wielkości opóźnienia b nadawanego górnemu przekrojowi liny wyrównawczej podczas hamowania maszyny wyciągowej.

Wzory (22) i (23) ostatecznie można zapisać w formie:

$$M_{d,max}^d = \xi \cdot \frac{b}{g} k \cdot q \cdot l, \quad (24)$$

gdzie:

ξ - współczynnik bezwymiarowy, równy 0,75 dla lin dwuzwitych jednowarstwowych oraz 0,94 dla lin małookrętnych dwuwarstwowych.

4. DOPUSZCZALNE DŁUGOŚCI KRYTYCZNE LIN WYRÓWNAWCZYCH

Rozróżniamy trzy rodzaje dopuszczalnych długości krytycznych lin wyrównawczych okrągłych zależnych od stanu pracy urządzenia wyciągowego i stanu zawiesia obrotowego a mianowicie:

- dopuszczalną statyczną długość krytyczną normalną,
- dopuszczalną statyczną długość krytyczną awaryjną,
- dopuszczalną dynamiczną długość krytyczną.

W gałęzi liny wyrównawczej z jednej strony w pętli występuje moment skręcający krytyczny M_{kr} , a z drugiej strony moment odkrętny liny M oraz moment tarcia M_t w łożysku zawieszenia. Wielkości tych momentów zależą między innymi od długości liny l , współczynnika odkrętności jej konstrukcji k i współczynnika oporu f w łożysku zawiesia. Momenty te będą się równoważyć do pewnych wartości momentu krytycznego M_{kr} . Z powyższego wynika, że przy określonej długości zwisającej liny l i parametrach k oraz f występującej w najniższym przekroju pętli liny moment skręcający krytyczny M_{kr} po przekroczeniu wartości M lub M_t doprowadzi do utraty stateczności gałęzi liny w nawrocie. Tę graniczną długość zwisającej gałęzi liny nazwano dopuszczalną statyczną długością krytyczną liny l_{kr} . W zależności od warunków pracy zawieszenia obrotowego otrzymamy dwa rodzaje l_{kr} :

- przy normalnej pracy zawiesia obrotowego (zawiesie niezablokowane),
- przy awaryjnej pracy zawiesia obrotowego (zawiesie zablokowane, łożysko niesprawne).

Przy sprawnie działającym zawiesiu obrotowym, to znaczy normalnym jego kręceniu się bez zahamowań zarówno podczas jazdy naczynia wyciągowego w dół jak i do góry moment skręcający w dolnym przekroju liny wywołany siłami sprężystymi w linie w warunkach spoczynku urządzenia wyciągowego równoważony jest momentem tarcia M_t w łożysku zawiesia, czyli

$$M = M_t = q \cdot l \cdot f \cdot \frac{d_t^3}{2} \quad (25)$$

Zakładając, że warunkiem granicznym w tym przypadku jest $M_{kr} = M_t$, z porównania wzorów (20) i (25) otrzymuje się długość krytyczną normalną liny $l_{kr,n}$:

$$l_{kr,n} = \frac{6,48}{f \cdot d_t^2} \sqrt[3]{\left(\frac{D_o}{q}\right)^2}, \quad m \quad (26)$$

gdzie:

d_t - średnica podziałowa łożyska tocznego zawiesia,

f - współczynnik oporów ruchu w łożysku tocznym zawiesia.

Przy awaryjnej pracy obrotowego zawiesia z zablokowanym łożyskiem podczas podnoszenia naczynia wyciągowego z podszybia do nadszybia wielkość momentu skręcającego w dolnym przekroju zwisającej liny zależna jest od własności odkrętnych liny. Moment odkrętny w linie wywołany jest przez osiowe jej rozciąganie wskutek działania ciężaru własnego i wynosi on:

$$M = k \cdot q \cdot \frac{l}{2} \quad (27)$$

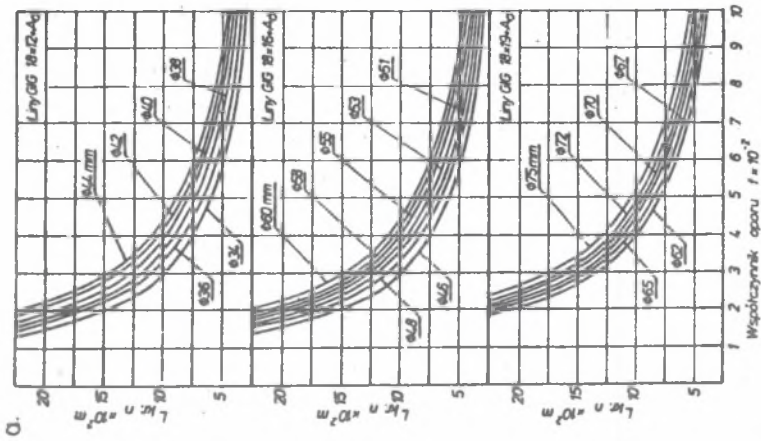
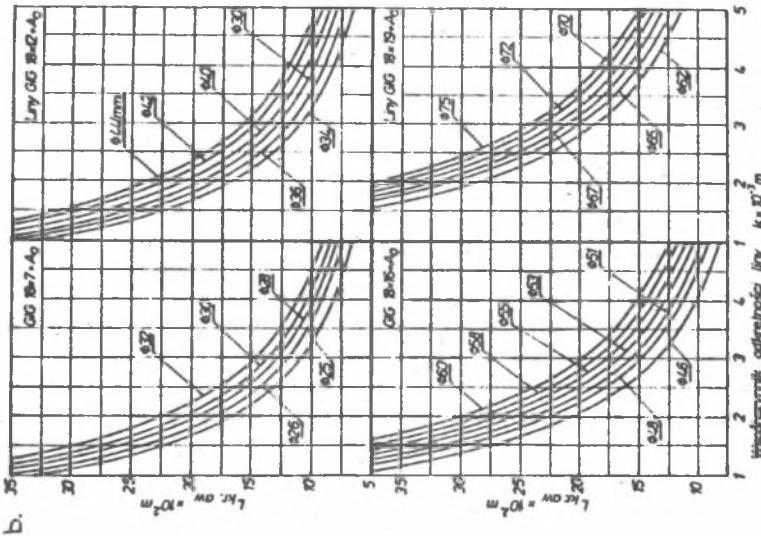
W tym przypadku warunek graniczny ma postać $M_{kr} = M$ i z porównania wzorów (20) i (27) otrzymuje się długość krytyczną awaryjną liny $l_{kr,aw}$

$$l_{kr,aw} = \frac{6,48}{k} \sqrt[3]{\left(\frac{D_o}{q}\right)^2}, \quad m \quad (28)$$

Na podstawie przeprowadzonych pomiarów w sztybach krajowych przyjęto następującą klasyfikację wartości współczynników oporów f w zawiesiach [6]:

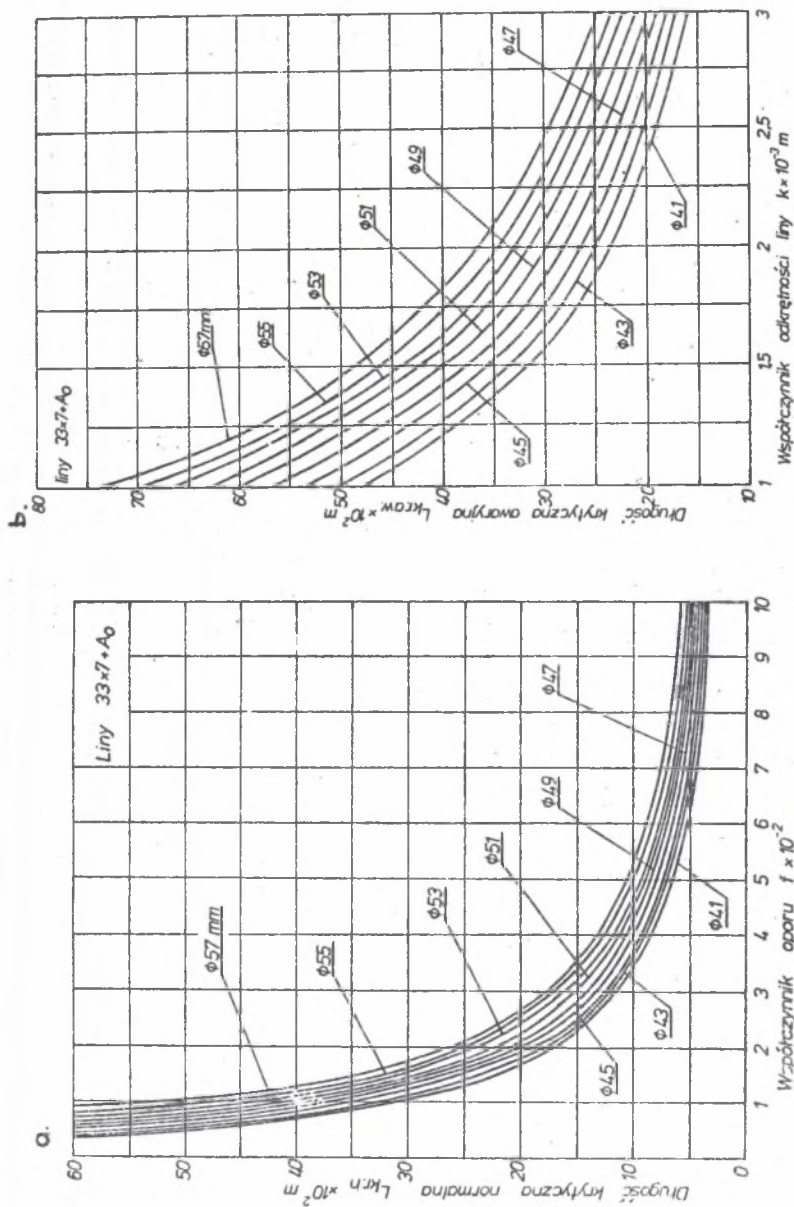
- $f = 0,002 - 0,014$ - wartości dopuszczalne,
- $f = 0,015 - 0,030$ - wartości dopuszczalne, lecz wpływające już negatywnie na kręcenie się zawiesi w szybie, a tym samym na długości krytyczne lin,
- $f \geq 0,04$ - wartości niedopuszczalne.

Obliczenia długości krytycznych lin normalnych i awaryjnych dla lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG i trzywarstwowych konstrukcji $33 \times 7 + A_0$ dla szerokiego zakresu wartości współczynnika oporu $f = 0,002 \div 0,100$ oraz współczynnika odkrętności lin $k = 0,001 \div 0,005$ m i średnic d_t łożysk stosowanych w zawiesiach krajowych przedstawiono wykreslinie na rys. 11 i 12. Z analizy wykresów wynika, że dla rzeczywistych wielkości f i k ($f = 0,010$, $k = 0,003$ m dla lin GIG oraz $k = 0,0015$ m dla lin $33 \times 7 + A_0$) długości krytyczne normalne dla lin typu GIG wynoszą 3000 do 5500 m oraz długości krytyczne awaryjne 1300 do 2400 m, dla lin konstrukcji $33 \times 7 + A_0$ $l_{kr,n} = 3300 - 5200$ m oraz $l_{kr,aw} = 3000 - 4800$ m.



Rys. 11. Dopuszczalne długości krytyczne l_{kr} lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG: a - długości normalne $l_{kr,n}$, b - długości awaryjne $l_{kr,aw}$

Fig. 11. Permissible critical length l_{kr} two layer round balance rope construction GIG: a - normal length $l_{kr,n}$, b - damage length $l_{kr,aw}$



Rys. 12. Dopuszczalne długości krytyczne l_{kr} lin wyrównawczych okrągłych trzwarstwowych konstrukcji 33x7+A₀:

a - długości normalne $l_{kr,n}$, b - długości awaryjne $l_{kr,aw}$
 Fig. 12. Permissible critical length l_{kr} three layer balance round rope construction 33x7+A₀:
 a - normal length $l_{kr,n}$, b - damage length $l_{kr,aw}$

Są to więc bardzo duże wielkości. Jednak ze wzrostem współczynnika oporu f do wartości 0,03 i współczynnika odkrętności k powyżej 0,003 długości te maleją do wielkości $l_{kr,n} = 1100 \div 1700$ m i $l_{kr,aw} = 1100 \div 2400$ m. O ile w praktyce obliczone długości krytyczne zarówno dla normalnej i awaryjnej pracy zawiesia nie ograniczają stosowania różnych typów lin i przekraczają dla ogólnie stosowanych krajowych konstrukcji lin wyrównawczych nieodkrętnych długości powyżej 1600 m o tyle uwzględnienie w obliczeniach tych długości dynamiki urządzenia wyciągowego, tj. rozruchu, hamowania lub najniekorzystniejszego hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej powoduje gwałtowne obniżenie tych długości nawet poniżej 1000 m w zależności od konstrukcji liny. Jako najbardziej niebezpieczny moment pracy urządzenia wyciągowego z uwagi na powstawanie sił dynamicznych w linach wyrównawczych uważa się nagłe hamowanie, czyli hamowanie bezpieczeństwa maszyny wyciągowej.

Według przepisów krajowych dopuszczalne opóźnienie naczynia wyciągowego podczas hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej nie powinno być mniejsze od $1,2 \text{ m/s}^2$ oraz większe od 5 m/s^2 . Opóźnienie to dobierane jest tak aby nie wystąpił poślizg lin nośnych na kole lub bębnie pędym.

Najczęściej wartości opóźnienia dobiera się w granicach $2 \div 3 \text{ m/s}^2$. Z analizy procesów dynamicznych występujących w linach wyrównawczych okrągłych podczas hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej wynika, że wielkość pierwszego maksimum dynamicznego momentu skręcającego występującego w dolnym przekroju pętli liny w nawrocie jest proporcjonalna do długości liny, jej współczynnika odkrętności, ciężaru metra bieżącego liny, opóźnienia hamowania oraz współczynnika uwzględniającego konstrukcję liny, wzory (21) do (24).

W schemacie obliczeniowym rozpatruje się jedną gałąź liny zakładając, że siła wzdłużna w dolnych przekrojach nawrotu liny nie jest przekazywana z jednej gałęzi liny na drugą gałąź, a mocowanie dolnego przekroju pętli liny zamodelowane jest za pomocą podpory sprężystej na skręcenie. Wykazano, że opory tarcia w łożysku zawiesia obrotowego liny jak również moment bezwładności obrotowej części zawiesia nieznacznie wpływają na wielkość dynamicznego momentu skręcającego powstającego w dolnym przekroju pętli liny [15,16]. Za kryterium stosowania dopuszczalnych długości lin wyrównawczych okrągłych przyjmuje się przypadek, kiedy suma statycznych i dynamicznych momentów skręcających w dolnym przekroju zwisającej gałęzi liny nie przekracza wielkości krytycznej momentu skręcającego określonej wzorem (20), przy której wystąpi utrata stateczności prostoliniowej formy równowagi zwisu liny, czyli:

$$M + M_d \leq M_{kr} \quad (29)$$

Ponieważ dynamiczny moment skręcający występujący w dolnym przekroju zwisu liny jest proporcjonalny do jej długości i przyspieszenia (opóźnienia) ruchu jego górnego przekroju przy naczyniu wyciągowym, za najniebezpieczniejszy przypadek ruchu wyciągu uważa się okres hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej w początkowej fazie opuszczania naczynia wyciągowego z nadszybia, np. po przejechaniu przez naczynie wyciągowe kilkudziesięciu metrów w dół od nadszybia, ponieważ w tym przypadku znaki obciążeń statycznych i dynamicznych występujących w dolnym przekroju liny sumują się.

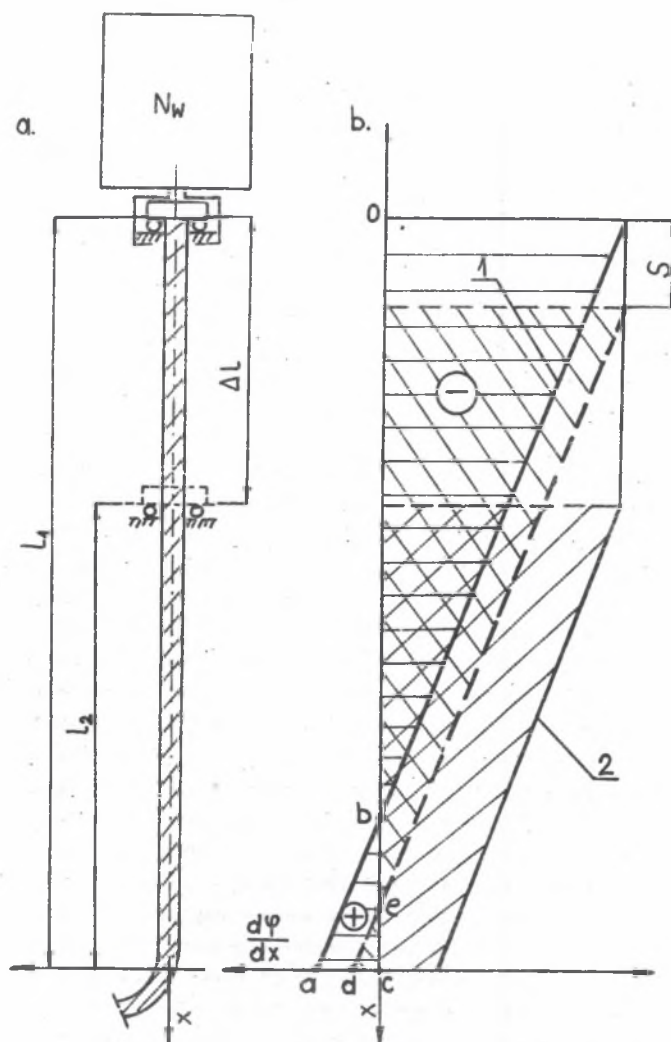
Rozpatrzmy stan początkowy odkształceń przekroju liny wyrównawczej w dolnej jej części w pobliżu pętli przed wywołaniem hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej. Poglądowo wykresy odkształceń kątowych (skrętnych) przekroi poprzecznych zwisu liny wyrównawczej okrągłej przedstawiono na rys. 13. Linia 1 obrazuje przebieg odkształceń kątowych przekroi liny kiedy naczynie wyciągowe znajduje się w swym górnym skrajnym położeniu, czyli w nadszybiu. Temu położeniu naczynia wyciągowego odpowiada długość l_1 zwisu liny wyrównawczej. Linia 2 na rys. 13 obrazuje przebieg przemieszczeń kątowych przekroi liny dla chwili, w której lina zaczyna kręcić się (skręcać) podczas jazdy naczynia w dół. Odpowiada temu długość l_2 zwisu liny. Z badań przeprowadzonych w szybach wynika, że przemieszczenia przekroi liny podczas opuszczania naczynia wyciągowego nie zmieniają swoich znaków jeżeli zawiesie i lina nie kręci się, czyli przykładowo wzdłuż długości zwisu liny w szybie zachowany jest stan ujemnych (rozkręcenie liny przy zawiesiu) i dodatnich (dokręcenie liny przy pętli) odkształceń przekroi liny do momentu kiedy zawiesie i lina zaczyna się kręcić po przejechaniu przez naczynie drogi l wtedy bowiem odkształcenia kątowe wzdłuż zwisającej gałęzi liny są tego samego znaku (linia 2). Z uwagi na powyższe wyjaśnienia w chwili hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej dolnym przekrojem liny, który dojechał do najniższego przekroju pętli liny może okazać się przekrój mający dodatni lub ujemny znak odkształcenia kąowego. Jeżeli przykładowo hamowanie bezpieczeństwa wystąpiło po przejechaniu w dół przez naczynie wyciągowe drogi S to dolnym przekrojem liny w pętli jest przekrój, którego przemieszczenie kątowe poglądowo obrazuje odcinek od na rys. 13.

Z podobieństwa trójkątów abc oraz deo wynika, że:

$$\frac{od}{ao} = \frac{oe}{bo} \quad \text{skąd} \quad od = ao \cdot \frac{oe}{bo} \quad (30)$$

gdzie:

ao - odcinek obrazujący odkształcenie kątowe w dolnym przekroju pętli liny uwarunkowane wielkością momentu tarcia w łożysku kulkowym zawiesia przy maksymalnej długości zwisu liny l_1 .



Rys. 13. Poglądowe przedstawienie wykresów zmiany odkształceń kątowych przekroi zwisającej gałęzi liny wyrównawczej okrągłej dla różnych położeń naczynia wyciągowego w szybie. S - droga jaką przejechało naczynie wyciągowe do momentu hamowania bezpieczeństwa maszyny wyciągowej

Fig. 13. Diagrams of angles deformations of balance round rope sag for different positions of cage or skip in shaft, S - the road of cage or skip to the moment of safety breaking of hoist machine

Moment ten wynosi:

$$M_t = \frac{q \cdot l_1 \cdot d_t}{2} \cdot f$$

(31)

bc - współrzędna przekroju liny, którego odkształcenie kątowe równe jest zero, oblicza się ją zakładając

$\frac{d\varphi}{dx} = 0, B_1$ - sztywność skrętna liny:

$$\frac{d\varphi}{dx} = -\frac{2qkx}{2B_1} + \frac{q l_1 \cdot d_2 \cdot f}{2B_1} = 0 \quad (32)$$

$$2 kx = l_1 d_2 \cdot f$$

ponieważ $x = bc$ to możemy zapisać, że:

$$bc = \frac{l_1 \cdot d_2 \cdot f}{2k} \quad (33)$$

oe - współrzędna przekroju liny odpowiadająca przejechaniu przez naczynie wyciągowe drogi S.

$$oe = bc - S = \frac{l_1 d_2 \cdot f}{2k} - S$$

$$oe = \frac{l_1 d_2 \cdot f - 2kS}{2k} \quad (34)$$

Stosunek $\frac{oe}{bc}$ wynosi:

$$\begin{aligned} \frac{oe}{bc} &= \frac{l_1 d_2 \cdot f - 2kS}{2k} \cdot \frac{2k}{l_1 d_2 \cdot f} = \frac{l_1 d_2 \cdot f - 2kS}{l_1 d_2 \cdot f} = \\ &= 1 - \frac{2kS}{l_1 d_2 \cdot f} = 1 - \Psi \end{aligned}$$

gdzie:

$\Psi = \frac{2k \cdot S}{l_1 d_2 \cdot f}$ - oznacza współczynnik uwzględniający drogę S przejechaną przez naczynie wyciągowe (położenie naczynia wyciągowego w szybie) począwszy od początku jego ruchu do momentu awaryjnego hamowania maszyny wyciągowej.

Po uwzględnieniu faktu, że odpowiednie odkształcenia kątowe przekroji liny wywołane są odpowiednimi momentami skręcającymi linę od jej sił sprężystych możemy zapisać wzór na początkowy moment skręcający linę w dolnym jej przekroju wynikły z jej sił sprężystych:

$$M = \frac{q l_1 \cdot d_2 \cdot f}{2} (1 - \Psi) \quad (35)$$

Zależność na określenie długości krytycznych lin wyrównawczych okrągłych z uwzględnieniem stanów dynamicznych urządzenia wyciągowego otrzymuje się po wstawieniu wzorów (24), (35) i (20) do zależności (29).

$$\frac{q l d_k f}{2} (1 - \Psi) + \xi \frac{b}{g} k q l \leq 3,24 \sqrt[3]{q D_o^2} \quad (36)$$

Z powyższej nierówności otrzymamy dynamiczną długość krytyczną liny l_{kr} uwzględniającą dynamikę urządzenia wyciągowego:

$$l_{kr} = \frac{3,24 \sqrt[3]{\left(\frac{D_o}{q}\right)^2}}{\xi \frac{b}{g} k + \frac{d_k}{2} f (1 - \Psi)}, \quad m \quad (37)$$

lub po przekształceniach w postaci:

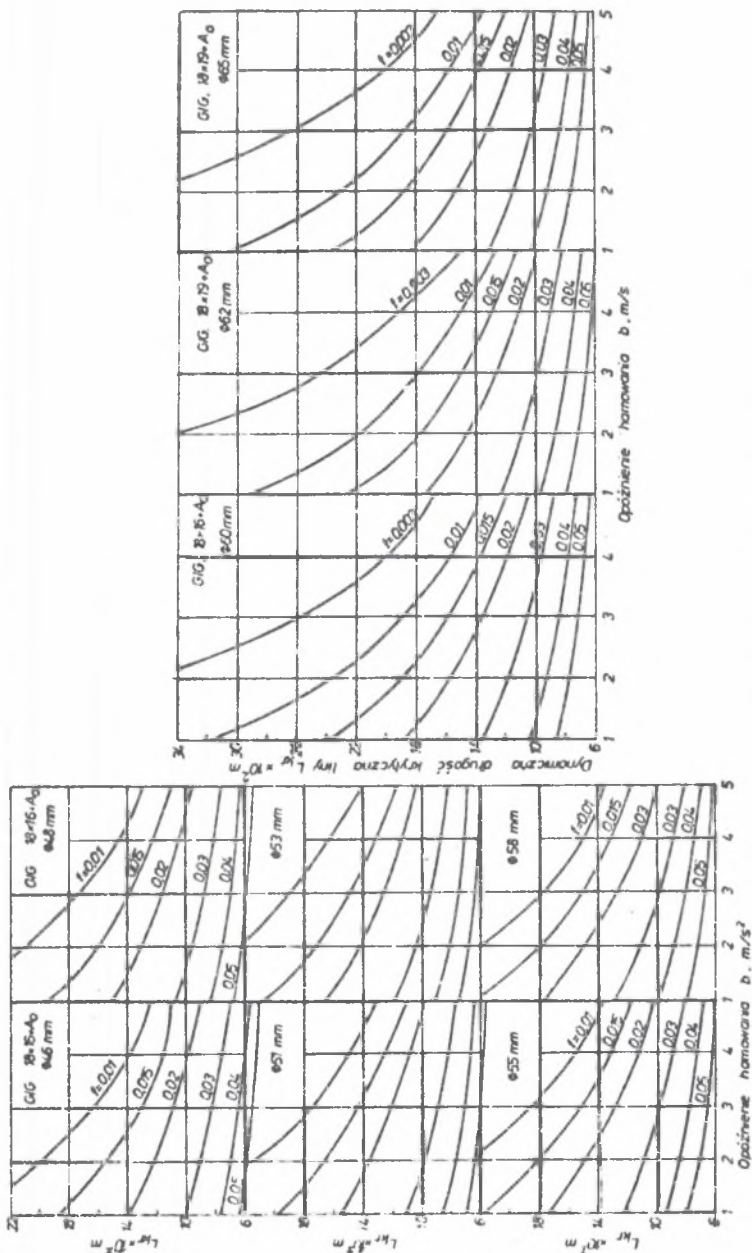
$$l_{kr} = \frac{3,24 \sqrt[3]{\left(\frac{D_o}{q}\right)^2} + S_k}{\xi \frac{b}{g} k + \frac{d_k}{2} \cdot f}, \quad m \quad (38)$$

Dynamiczna długość krytyczna lin wyrównawczych jest długością najistotniejszą, uwzględnia ona zarówno parametry ξ, q, k, D_o liny, zawiesia (f, d_k) oraz dynamiki urządzenia (b, g, S). Obliczone wg wzoru (38) dynamiczne długości krytyczne lin wyrównawczych stosowanych w kraju przedstawiono wykreślić na rys. 14 i 15. Dynamiczne długości krytyczne lin przy maksymalnym opóźnieniu hamowania $b = 3 \text{ m}^2/\text{s}$ wyciągów z kołem pędym i pozostałych parametrach f, k, D_o jak poprzednio są dla obu konstrukcji większe od 1300 m. Przy wzroście jednak parametrów f i k maleją one w przypadku lin typu GIG do 350 m, a lin konstrukcji $33x7+A_o$ do 950 m. Znaczący wpływ wzrostu oporów ruchu f w łożyskach zawiesi na gwałtowne zmniejszanie się dynamicznych długości krytycznych lin świadczy o tym jak ważne ze względów eksploatacyjnych jest utrzymanie zawiesi obrotowych w jak najlepszym stanie.

5. WNIOSKI

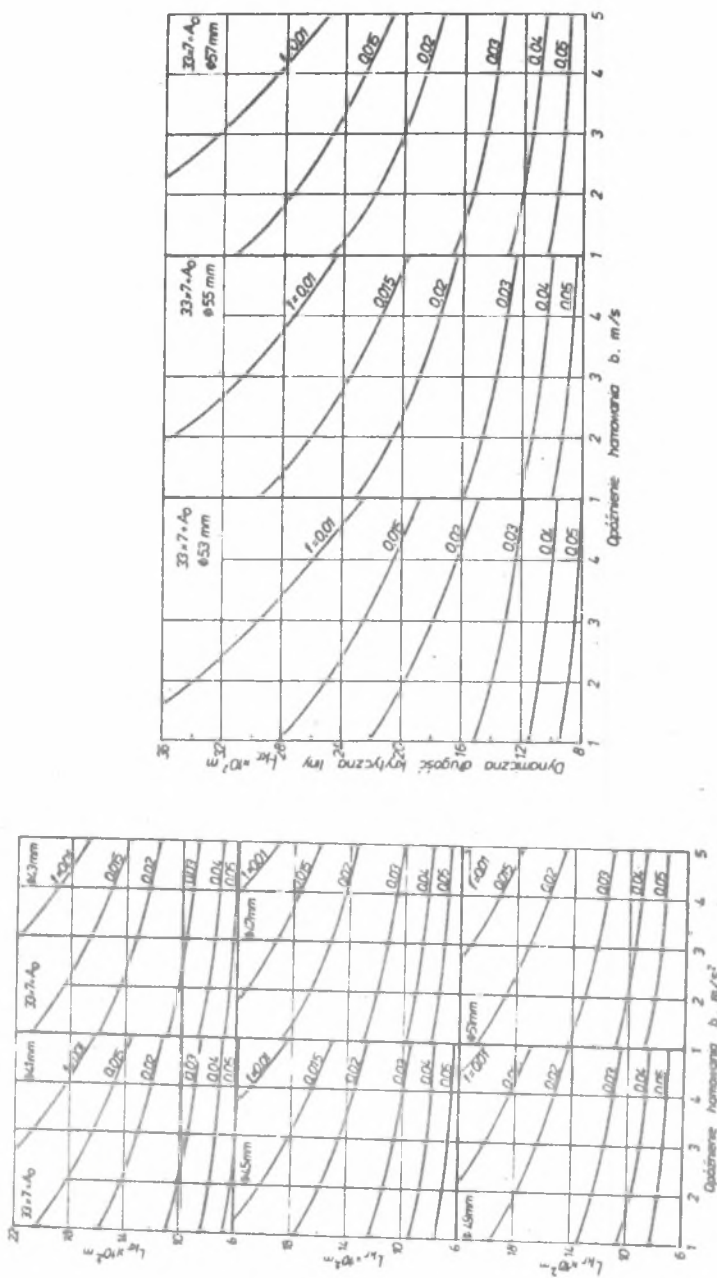
1. Do oceny przydatności różnych konstrukcji lin stalowych okrągłych jako wyrównawczych proponuje się oprócz dotychczas stosowanego doboru uwzględniającego zrównoważenie mas nośnych lin wyciągowych i spełnienie wymaganego przez przepisy górnicze współczynnika bezpieczeństwa na zerwanie uwzględniać dopuszczalne długości krytyczne lin z uwagi na możliwość utraty stateczności lin w nawrocie podczas ich eksploatacji.

2. W praktyce można określać dopuszczalną długość wytrzymałościową liny oraz dopuszczalną długość krytyczną liny normalną, awaryjną i dynamiczną jako najistotniejszą.



Rys. 14. Dopuszczalne długości krytyczne dynamiczne L_{kr} lin wyrównawczych okrągłych dwuwarstwowych typu GIG

Fig. 14. Permissible dynamic critical length L_{kr} two layer balance round ropes type GIG



Rys. 15. Dopuszczalne długości krytyczne dynamiczne L_k lin wyróżnawczych okrągłych trzywarstwowych konstrukcji 33x7+A₀

Fig. 15. Permissible dynamic critical length L_k three layer balance round ropes construction 33x7+A₀

3. Wymagany przez przepisy górnicze statyczny współczynnik bezpieczeństwa lin wyrównawczych na zerwanie $n_s = 6$ spełniony jest przy długości do 1500 m dla lin wykonanych z drutów w $R_m = 1177 \text{ N/mm}^2$ i do 1400 m w przypadku drutów o $R_m = 1079 \text{ N/mm}^2$.

4. W przypadku uwzględnienia zmęczeniowego współczynnika bezpieczeństwa liny n_z długości lin wynoszą do 1100 m jeżeli wykonane są z drutów w $R_m = 1177 \text{ N/mm}^2$ i do 1400 m dla drutów o $R_m = 1373 \text{ N/mm}^2$.

5. Z przeprowadzonej analizy wynika, że dla normalnych wartości współczynników oporu $f = 0,002 \div 0,015$, jakie występują w pracy łożysk sprawnych zawiesi obrotowych i średnic łożysk właściwych dla zawiesi krajowych wynika, że długości krytyczne lin normalne dla lin okrągłych dwuwarstwowych typu GIG i trzywarstwowych $33 \times 77A_0$ są większe od 3000 m, długości awaryjne są większe od 1300 m dla lin typu GIG i większe od 3000 m dla lin $33 \times 7A_0$.

6. W doborze lin wyrównawczych okrągłych z uwagi na długości krytyczne wystarczające jest uwzględnienie jako najważniejszej dynamicznej długości krytycznej l_{kr} , która dla normalnych parametrów f , k , d_1 dla lin krajowych wynosi 1300m. Ze wzrostem parametrów f i k maleją one do 850 m dla lin typu GIG oraz do 950 m dla lin konstrukcji $33 \times 7A_0$.

7. Z przeprowadzonej analizy długości krytycznych lin wyrównawczych okrągłych wynika, że znaczny wpływ na ich wielkości ma współczynnik oporów ruchu w zawiesiu f , współczynnik odkrętności lin k , sztywność zginania lin D_0 oraz opóźnienie hamowania wyciągu b . Wynika z tego, że podczas eksploatacji bardzo ważne jest utrzymywanie zawiesia obrotowego w pełnej sprawności oraz korzystnie jest stosować liny wyrównawcze okrągłe nieodkrętne o małym współczynniku odkrętności.

LITERATURA

- [1] Berry B.F., Wainwright E.J.: Deep level Koepe winding ropes. The South African Mechanical Engineer, August 1962
- [2] Bilevič A.F.: Ustojčivost i pieriechlestyvanie kanatov, Sb. Stalnye kanaty. Wyp. 6 Izd. Tšehnika, K'iev 1969
- [3] Carbogno A.: Wytrzymałość lin wyrównawczych okrągłych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. 1983 Nr 1
- [4] Carbogno A.: Badania wytrzymałościowe lin wyrównawczych okrągłych na rozciąganie. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1986 Nr 3
- [5] Carbogno A., Czaja J.: Eksploatacja lin wyrównawczych okrągłych w górnictwie węglowym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, 1981 Nr 11-12
- [6] Carbogno A., Czaja J.: Badania eksploatacyjne i modelowe kształtu pętli oraz własności mechanicznych lin wyrównawczych. Praca nauk.-bad. Instytut Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Gliwice 1983
- [7] Delorme G.: Selection and maintenance of ropes and attachments for use in mine shafts. The mechanical-electrical operators conference. CIM, Canada, Sudbury. January 1977

- [8] Florinskij F.V., Kolosov L.V., Artjuhova V.E.: Rasčet uravnovesivajuščego kanata na ustalostnuju pročnost. Gornaja elektromechanika i avtomatika Vyp.20. Charkov 1972
- [9] Florinskij F.V., Kolosov L.V., Ropaj V.A.: Ob ustoičivosti priamolinejnoj formy ravnovesija vjetvi kruglovo uravnovesivajuščego kanata. Gornaja elektromechanika i avtomatika. Vyp. 24 Charkov 1974
- [10] Florinskij F.V., Ropaj V.A.: Prodolno-krutilnye kolebanija kruglych uravnovesivajuščich kanatov pri pieriechođnych riežimach dvizienija. Sb. Pročnost i dolgoviečnost stalnych kanatov. Izd. Tiechnika, Kiev 1975
- [11] Gluško M.F.: Stalnye pod'emnye kanaty. Izd. Tiechnika. Kiev 1966
- [12] Golis B.: Nowe metody oceny wybranych własności drutów liniarskich ciągnionych metoda klasyczną i hydrodynamiczną. Biuletyn Techniczny ZPW. Kraków 1980 nr 5-7
- [13] Kocanda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. PWN, Warszawa 1985
- [14] Ropaj V.A.: Opriedielenije priedielných glubin pod'emov s kruglopriadnymi uravnovesivajuščimi kanatami Avtorieferat kandidatskoj dissertaoji. Dniepropietrovskij Gornyj Institut, Dniepropietrovsk 1975
- [15] Ropaj V.A.: Priedielnye glubiny pod'emov s kruglopriadnymi uravnovesivajuščimi kanatami. Ugol. 1976. Nr 4
- [16] Ropaj V.A.: Eksperimentálne issledovanija krutilnych dieformaoji kruglych uravnovesivajuščich kanatov na diejstvujuščej pod'emnoj ustanovke. Dinamika i pročnost sloznych miechaničeskich sistem. 1982 Nr 1
- [17] Wainwright E.J.: Present day winding rope practice in South Africa Internationals Conference of Hoisting-Men, Materials, Minerals. The South African Institute of Mechanical Engineering. Johannesburg 1973

Recenzent: Doc. dr inż. Tadeusz Zmysłowski

Wpłynęło do Redakcji w styczniu 1990

ДОПУСТИМЫЕ ДЛИНЫ ШАХТНЫХ КРУГЛЫХ УРАВНОВЕШИВАЮЩИХ КАНАТОВ

Р е з ю м е

На основе работ выполненных в кафедре Механизации горной промышленности Силезского политехнического института ЮМГПСИ и в кафедре Теоретической механики Днепродзержинского индустриального института обсуждено виды допустимых длин круглых уравновешивающих канатов, прочностная длина канатов при выполнении коэффициента безопасности на разрыв согласно с требованиями правил безопасности в угольных шахтах, а также допустимую критическую длину каната вытекающую из критического крутящего момента в нижнем сечении каната у петли при достижении, которого посявляется реальная опасность перехлестывания отвесов каната. Приводится метод теоретического расчета критического

скручивающего момента, а также предельных критических длин канатов вытекающих из влияния этого момента. Представлено результаты анализа этих длин для круглых лахтных уравновешивающих канатов применяемых в стране накрутки конструкции двухслойных канатов типа ГИГ и трехслойных типа 33x7+A₀. Анализ доказал что на эти длины влияет жесткость каната на изгиб, погонный вес каната, коэффициент раскрутки каната, коэффициент трения качения в подшипнике вертлюга и его диаметр, а также динамические процессы в канате при аварийном торможении подъемной машины.

PERMISSIBLE LENGHTS OF ROUND BALANCE ROPES

S u m m a r y

In this article we write about kinds of permissible lenght of rope as result of strength for breaking in case of requirements of mining safety code (minimum rope factor of safety) for breaking and permissible critical lenght of rope in case of quantity twist moment which came into existence in rope in reverse. We show a manner of theoretical relationships derivation for calculation of critical twist moment and normal, damage and dynamic ropes critical lenghts. We investigate that lenghts for round balance ropes used in our country construction nonrotating two layers type GIG and three layers construction type 33x7+A₀. The analysis of critical lengths show, that they dependence from rope parameters such: rope stiffens for bending, rope elementary weight, rope unscrew factor and suspension parameters such resistance move factor in lifting sling rolling bearing, a diameter bearing and from dynamic of hoist lift expressedion by breaking deceleration of hoist lift. In this work we show permissible range lengths of balance ropes used in our country.